

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2000-249428

(43)Date of publication of application : 14.09.2000

(51)Int.Cl.

F25B 39/00

F25B 39/04

F28F 1/02

F28F 9/02

(21)Application number : 11-044742

(71)Applicant : MODINE MFG CO

(22)Date of filing : 23.02.1999

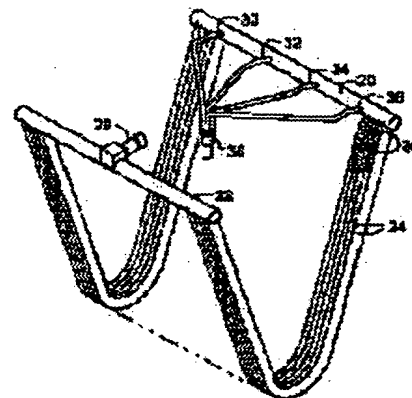
(72)Inventor : MICHAEL J REINKE
VOSS MARK G

(54) EVAPORATOR

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To achieve unified distribution of refrigerant in an evaporator by providing at least one tube extending between both of headers being in fluid communication with each at one side thereof, defining a plurality of spaced refrigerant passages extending between the headers and providing at least one refrigerant inlet within one of the headers.

SOLUTION: An evaporator comprises an inlet header 20, an outlet header 22 and a series of multi-port flat heating tubes 24. A plurality of refrigerant inlets 30, 32, 34, 36 evenly spaced along the longitudinal direction, are inserted into the inlet header 20. Each of the tubes 24 is inserted into the inlet header 20 by considerably a long portion thereof from the end. The individual neighbouring end portions are spaced apart with each other and arranged between a pair of adjacent tubes 24. The injector 34 is inserted into the header 20 right angle thereto and also right angle to a plane defined by the tube 24 which adjoins the header 20. Each of the tubes 24 goes into one side of the header 20 to the extent of substantially half of the inner space of the header 20.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2000-249428

(P2000-249428A)

(43) 公開日 平成12年9月14日 (2000. 9. 14)

(51) Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	テマコード* (参考)
F 2 5 B 39/00		F 2 5 B 39/00	M
	39/04	39/04	C
F 2 8 F 1/02		F 2 8 F 1/02	B
	9/02	9/02	E

審査請求 未請求 請求項の数13 O L 外国語出願 (全 18 頁)

(21) 出願番号 特願平11-44742

(22) 出願日 平成11年2月23日 (1999. 2. 23)

(71) 出願人 592079675

モーディー・マニュファクチャリング・カンパニー

MODINE MANUFACTURING COMPANY

アメリカ合衆国53403ウィスコンシン州ラシーン、デコーベン・アベニュー1500

(72) 発明者 マイケル・ジェイ・ラインケ

アメリカ合衆国ウィスコンシン州フランクリン、ウエスト・エルムウッド・ドライブ11816

(74) 代理人 100067817

弁理士 倉内 基弘 (外1名)

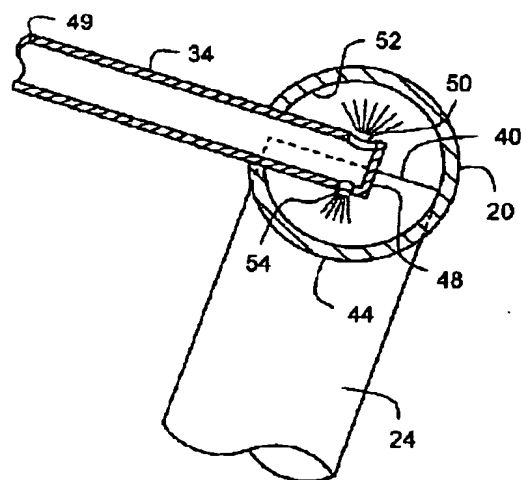
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 蒸発器

(57) 【要約】

【課題】 蒸発器において冷媒の分配をより均一にすること。

【解決手段】 1対の互いに離隔したヘッダー (20, 22) と、それらの間に延設された複数の互いに離隔した冷媒通路 (42) を画定する管 (24) を有する蒸発器内の液体冷媒の分配の均一化が、一方のヘッダー (20) 内に冷媒入口 (30, 32, 34, 36) を設けることによって達成される。この入口は、蒸発させるべき冷媒の源に接続された第1ポート (49) と、第1ポートに接続された第2ポート及び第3ポートを有し、第2ポートは、ヘッダーの一侧とは反対側に向けられ、第3ポートは、ヘッダーの一侧の方に向けられている。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 1対の互いに離隔したヘッダーと、
該両ヘッダー間に延設されて、該各ヘッダーの一側に流
体連通し、該両ヘッダー間に延長する複数の互いに離隔
した冷媒通路を画定する少なくとも1本の管とから成
り、

一方のヘッダーに少なくとも1つの冷媒入口が設けら
れ、該入口は、蒸発させるべき冷媒の供給源に接続され
た第1ポートと、該一方のヘッダー内にあり、該第1ポ
ートに接続された第2ポート及び第3ポートを有し、該
第2ポートは、該一方のヘッダーの前記一側とは反対側
に向けられ、該第3ポートは、該一方のヘッダーの該一
側の方に向けられていることを特徴とする蒸発器。

【請求項2】 前記第3ポートは、第2ポートより小さ
いことを特徴とする請求項1に記載の蒸発器。

【請求項3】 前記複数の冷媒通路は、複数の前記管に
よって形成され、それらの管は互いに離隔されているこ
とを特徴とする請求項1に記載の蒸発器。

【請求項4】 前記複数の管の各々の両端部は、前記各
ヘッダーの一側に突入されていることを特徴とする請求
項3に記載の蒸発器。

【請求項5】 前記各管は、それぞれ複数の互いに離隔
した冷媒通路を画定するものであることを特徴とする請
求項3に記載の蒸発器。

【請求項6】 前記一方のヘッダーは、細長い形状であ
り、該ヘッダーの長手に沿って複数の冷媒入口が互いに
間隔を置いて設けられていることを特徴とする請求項1
に記載の蒸発器。

【請求項7】 少なくとも前記一方のヘッダーは、ほぼ
円筒形であることを特徴とする請求項1に記載の蒸発
器。

【請求項8】 1対の互いに離隔したヘッダーと、
該両ヘッダー間に延設されて、該各ヘッダーの一側に流
体連通し、該両ヘッダー間に延長する複数の互いに離隔
した冷媒通路を画定する少なくとも1本の管とから成
り、

一方のヘッダーに少なくとも1つの冷媒入口が設けら
れ、該入口は、蒸発させるべき冷媒の供給源に接続され
た第1ポートと、該一方のヘッダー内にあり、該第1ポ
ートに接続された第2ポートを有し、該第2ポートは、
該一方のヘッダーの前記一側とは反対側に向けられてい
ることを特徴とする蒸発器。

【請求項9】 前記入口は、該一方のヘッダー内にあ
り、前記第1ポートに接続された第3ポートを有し、該
第3ポートは、該一方のヘッダーの前記一側の方に向け
られていることを特徴とする請求項8に記載の蒸発器。

【請求項10】 前記複数の冷媒通路は、複数の互いに
離隔した管によって形成され、前記第2及び第3ポート
は、2つの隣接した管の間に配置されていることを特徴
とする請求項9に記載の蒸発器。

【請求項11】 細長いヘッダーと、
複数の互いに離隔して配置された扁平管と、
前記ヘッダーへの入口とから成り、
前記各管の一端は、互いに等間隔を置いて前記ヘッダー
の一側に貫入しており、前記入口は、各々蒸発すべき共
通の冷媒源に接続するようになされた複数の互いに離隔
した冷媒噴射器を含み、該各噴射器は、前記管の一端を
受容するヘッダーの前記一側とは反対側に向けられた噴
射オリフィスを有することを特徴とする蒸発器。

【請求項12】 前記各管の前記一端は、前記ヘッダー
の内部にまで突入しており、前記各噴射器は、互いに隣
接する各対の管の間に配置されていることを特徴とする
請求項11に記載の蒸発器。

【請求項13】 前記噴射オリフィスは、主噴射オリフ
ィスであり、前記各噴射器は、該主噴射器より小さく、
隣接する各対の管の一端間の前記ヘッダーの前記一側
に向けられた副噴射オリフィスを含むことを特徴とする請
求項11に記載の蒸発器。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、冷媒蒸発器に関
し、特に、蒸発作用の効率を高めるための冷媒蒸発器用
入口に関する。

【0002】

【従来の技術】本出願人の米国特許第5,341,870及び5,533,259号には、家庭用空調機に使用
するのに理想的な独特の冷媒蒸発器が開示されている。
これらの特許に開示された構造の蒸発器は、それらが企
図された目的のためには良好に機能し、実際、空調シス
テムに用いられる在来型蒸発器に比べて相当な改良では
あるが、冷媒が蒸発器内に適正に分配されないと、効率
という面で在来型蒸発器と同じ欠点を有する。

【0003】分配不良が起ると、しばしば蒸発器コアの
1つのセクションには液状冷媒が溢れ、他のセクション
からは冷媒が実質的に枯渇するという事態が起る。実際
の蒸発器の赤外線熱画像に基づいて作成された分配不良
の一例が図1に示されている。この分配態様は、上記米
国特許に例示された一般的な構成であり、一方のヘッ
ダー10に入口取付具12を取り付け、他方のヘッダー1
4に出口取付具16を取り付けることができるタイプの
ものである。即ち、図1に例示された蒸発器は、斯界に
おいて並流型の端入れ端出し式V形蒸発器と称されるも
のである。図では、ヘッダー10と14を接続する熱交
換管又は熱伝達管（以下、単に「管」と称する）18
は、概略的に示されており、もちろん、各隣接する管1
8と18の間には蛇行フィン（図示せず）が延設されて
いる。

【0004】この種の蒸発器では、冷媒が枯渇する管か
らは、液状冷媒又は気液混合冷媒（液状冷媒と蒸気状即
ちガス状冷媒とが混合した冷媒）が急激になくなる。従

って、枯渇した各管の全長のかなりの部分は、単一相の、過熱されたガス状冷媒だけを有することになる。従って、それらの管の熱伝達が不良になる。

【0005】更に、過熱されたガス状冷媒（以下、単に「ガス」又は「蒸気」とも称する）の流れが存在する管の空気側（外側）表面温度は、通常、露点を越えているので、蒸発器の過熱ガス流の存在する領域において管と管の間（管間間隙）を通る空気中の水分が凝縮することはない。従って、そのような領域では除湿が起らない。

【0006】除湿が起る領域では、水滴が各管の外表面に堆積し、それらの部位において蒸発器（管間間隙）を通る空気流に対する抵抗を増大させる。反対に、空気流抵抗は、過熱流れの存在する領域（過熱領域）では小さく、従って、蒸発器を通る総空気流のうち過熱領域が受け入れる空気流の割合が少なくなり、一層効率を低下させる。

【0007】一方、溢流管（冷媒が溢れる管）は、管全体に亘って優れた熱伝達を発揮するが、液状冷媒の全部を蒸発させることができないことがしばしばある。従って、未蒸発冷媒が利用されず、蒸気を液体に凝縮するのに用いられた仕事の実質的に無駄になる。しかも、吸引導管内の未蒸発冷媒の存在は、そのことを系内の感熱膨張弁が探知することになり、その結果、不安定な作動が生じることとなる。

【0008】図1において、過熱ガス（蒸気）流が生じている領域は陰影を付して示されており、陰影を付されていない部分は、適正に機能している領域、又は、溢流領域を示す。

【0009】

【発明が解決しようとする課題】本発明は、蒸発器一般、特に並流型のV形蒸発器において冷媒が枯渇し、その結果、残る冷媒の過熱を起こすような領域をなくすか、最少限にすることによって冷媒の分配をより均一にすることを課題とする。

【0010】本発明の目的は、新規な改良型冷媒蒸発器を提供することであり、特に、蒸発器内における冷媒の分配をより均一にするための冷媒蒸発器用入口構造を提供することである。

【0011】

【課題を解決するための手段】本発明の一実施形態によれば、上記目的は、一対の互いに離隔したヘッダーを備えた蒸発器において達成される。少なくとも1本の管が両ヘッダー間に延設されて、各ヘッダーの一侧に流体連通（流体を通すように接続）され、両ヘッダー間に延長する複数の互いに離隔した冷媒通路を画定する。一方のヘッダーに少なくとも1つの冷媒入口が設けられる。この入口は、蒸発させるべき冷媒の供給源に接続された第1ポートと、該第1ポートに接続され、上記一方のヘッダー内において該一方のヘッダーの上記一側とは反対側に向けられた第2ポートを有する。その結果として、蒸

発させるべき冷媒は、上記冷媒通路のある側とは反対側のヘッダーの内壁に向けてスプレーされ、ヘッダー自体が衝突分配の役割を果たす。

【0012】好ましい実施形態では、上記入口に、やはり第1ポートに接続される第3ポートを設ける。この第3ポートは、第2ポートとは反対向きに、ヘッダーの、冷媒通路を有する側とは反対側に向くように配置する。かくして、第3ポートは、入口に近接した各管（冷媒通路）のための冷媒の衝突分配を実施し、第2ポートは、入口から比較的遠い位置にある冷媒通路のための冷媒の衝突分配を実施する。

【0013】好ましい実施形態では、第3ポートは、第2ポートより小とする。

【0014】好ましくは、上記複数の冷媒通路は、複数の管によって形成し、それらの管を互いに離隔させる。

【0015】好ましい実施形態では、上記複数の管の各々の両端部を各ヘッダーの一侧に突入させる。

【0016】各管は、それぞれ複数の互いに離隔した冷媒通路を画定する構成とすることが好ましい。

【0017】特に好ましい実施形態では、上記一方のヘッダーは細長い形状とし、その長手に沿って複数の冷媒入口を互いに間隔を置いて設ける。

【0018】又、好ましい実施形態では、上記一方のヘッダーをほぼ円筒形とする。

【0019】本発明の好ましい実施形態は、細長いヘッダーを含む蒸発器を企図する。複数の扁平管を互いに離隔させて配置し、各管の一端を等間隔を置いて細長いヘッダーの一侧に貫入させる。ヘッダーへの入口には、各々蒸発すべき共通の冷媒源に接続するようになされた複数の互いに離隔した噴射器を設ける。各噴射器は、扁平管の端部を受容するヘッダーの一侧とは反対側に向けられた噴射オリフィスを有する。

【0020】好ましい実施形態では、各管の端部をヘッダーの内部に突入させ、噴射器を互いに隣接する各対の管の間に配置する。

【0021】これらの噴射オリフィスは、主噴射オリフィスとし、各噴射器には、主噴射器より小さく、隣接する各対の管の間のヘッダーの一侧に向けられた副噴射オリフィスをも受けることが好ましい。

【0022】本発明のその他の目的及び利点は、添付図を参照して述べる以下の説明から明らかになる。

【0023】

【発明の実施の形態】以下に、図2～5を参照して、並列流れ型のいわゆるV形蒸発器に適用した場合の本発明の実施形態を説明する。ただし、本発明は、そのような蒸発器に限定されるものではなく、複数のに離隔した冷媒通路に流体連通するヘッダーを有する蒸発器であれば、どのようなタイプの蒸発器にも有効に適用することができる。

【0024】本発明の蒸発器は、細長い管の形とした入

口ヘッダー20と、出口ヘッダー22と、両ヘッダーの間に延設された一連の多ポート付き扁平伝熱管（以下、「扁平管」又は単に「管」とも称する）24と、各隣接する扁平管24の間に介設された蛇行フィン26を含む。

【0025】出口ヘッダー22は、慣用の構造の単一の出口取付具28を有する。入口ヘッダー20には、好ましい実施例ではその長手に沿って等間隔に配置された複数の、この例では4つの冷媒噴射器30、32、34、36を突入させる。これらの冷媒噴射器30、32、34、36は、共通の液体冷媒源に接続することができる慣用の分配器に接続された通常の管であってよい。この液体冷媒源は、最終的には、純粹の冷却用であれ、ヒートポンプ用であれ、空調用であれ、冷凍システムの凝縮器である。

【0026】図3を参照して説明すると、各管24は、その一端部40を入口ヘッダー20の内部に相当な長さ亘って突入させている。これらの端部40の図から分かるように、各管24は、それぞれ好ましくは0.07 in (1.778 mm) 未満の水力直径を有する複数の個別冷媒通路42を有する。「水力直径」とは、一般に定義されているように、冷媒通路42の断面積を該通路の濡れ周囲長で割った値に4を乗じた値、即ち（流路の断面積）÷（流路の濡れ周囲長）×4である。

【0027】各隣接する管24の端部40は、互いに離隔されており、図3に代表例として示される噴射器34にみられるように、1対の隣接する管24の間に配置される。又、噴射器30、32、34、36は、入口ヘッダー20を構成する管より小径の円管で形成されている。噴射器34を例にとって説明すると、噴射器は、ヘッダー20に直角に、かつ、ヘッダー20に近接する管24によって画定される平面に対して直角にヘッダー20内に貫入している。

【0028】図4にみられるように、各管24は、ヘッダー20の一侧44に突入し、ヘッダー20の内部空間のほぼ半分にまで貫入している。噴射器34は、ヘッダー20内に密封端48を有し、その反対側の端部に冷媒を受け取るために接続されるポート49を有する。噴射器34は、又、管24が突入しているヘッダー20の一侧44とは反対側のヘッダー20の内壁面52にぶつかるように冷媒を吹き付ける第1即ち主噴射オリフィス50と、主噴射オリフィス50と共通の中心線上にヘッダー20内に位置し、主噴射オリフィス50よりサイズが小さく、ヘッダーの一侧44の内壁面に向けて冷媒を吹き付ける第2即ち副噴射オリフィス54を有する。これらの噴射オリフィスによる冷媒噴射点は、各隣接する管の端部40と40の間としてもよく、あるいは、管の端部に整列する位置としてもよい。

【0029】主噴射オリフィス50から噴射された液体（冷媒）のスプレーは、ヘッダー20の内壁面52に沿

って拡がり、ヘッダー20内の相当な距離に亘って分配されるので、各噴射器30、32、34、36の配置位置の間に配置されているすべての管24が冷媒を受け取ることができる。多くの場合、主噴射オリフィス50だけで十分であるが、場合によっては、特に、管端40がヘッダー20内に相当深くにまで突入している場合は、噴射器30、32、34、36の直近の管は、冷媒が内壁面52に衝突する結果として管端40の上を文字通り吹き抜けてしまうので、十分な冷媒を受取ることができないことがある。従って、各噴射器の配置位置に近接した管24が十分な量の液体冷媒を確実に受容することができるように各噴射器30、32、34、36に副噴射オリフィス54を設けることができる。

【0030】

【発明の効果】図5は、本発明に従って構成された実際の蒸発器の赤外線熱画像を示す。この図で陰影を付された領域は、過熱蒸気流が生じている領域である。図から分かるように、本発明を適用した蒸発器は、過熱蒸気流が生じる領域を大幅に減少し、図1に示された従来の蒸発器に比べて蒸発器の作動効率を相当に改善する。

【0031】図5に示されたような、30,000 BTU/時の出力の蒸発器として設計される場合は、4つの冷媒噴射点が設けられる。各噴射器は、外径0.25 in (6.35 mm)、肉厚0.035 in (0.889 mm)の管で形成される。主噴射オリフィス50の直径は0.0125 in (3.175 mm)とし、副噴射オリフィス54の直径は0.052 in (1.3208 mm)とする。一実施形態においては、この蒸発器は、そのコア部分に45本の扁平管24を有する。従って、噴射器1つ当たり11.25本の管24が設けられる。

【0032】以上の説明から分かるように、本発明による蒸発器は、入ってくる液体冷媒の分配を最適化し、作動効率を高める。本発明による蒸発器の構造は、冷媒噴射器を適正なサイズに穿孔された噴射オリフィスを有する管から形成することができるので、比較的簡単である。かくして、最少限のコストで、かつ、簡単な構造によって効率の改善を達成することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】図1は、従来技術による蒸発器の透視図である。

【図2】図2は、本発明による蒸発器の透視図である。

【図3】図3は、本発明の蒸発器に用いられる入口噴射器の拡大断面図である。

【図4】図4は、入口噴射器の拡大断面図である。

【図5】図5は、図1と同様な図であるが、本発明に従って製造された蒸発器を例示する。

【符号の説明】

20 ヘッダー（入口ヘッダー）

22 ヘッダー（出口ヘッダー）

24 管（扁平管）

(5)

特開2000-249428

7

8

30, 32, 34, 36 冷媒噴射器

40 管の一端

42 冷媒通路

44 ヘッダーの側

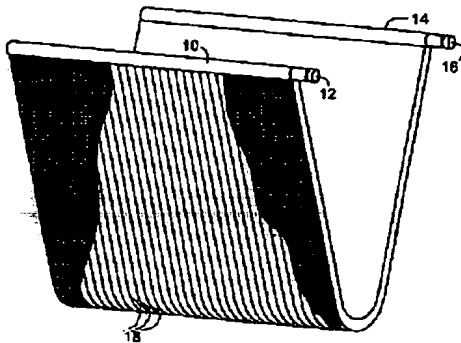
* 49 ポート(第1ポート)

50 主噴射オリフィス(第2ポート)

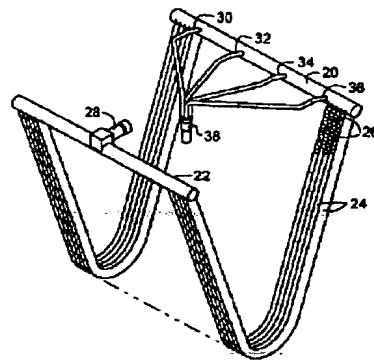
52 内壁面

* 54 副噴射オリフィス(第3ポート)

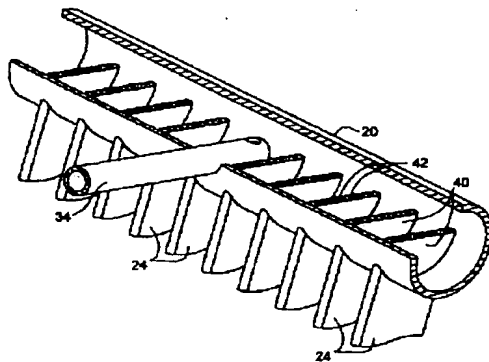
【図1】



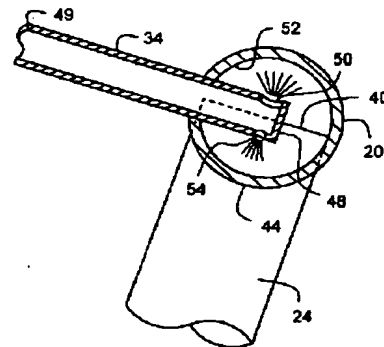
【図2】



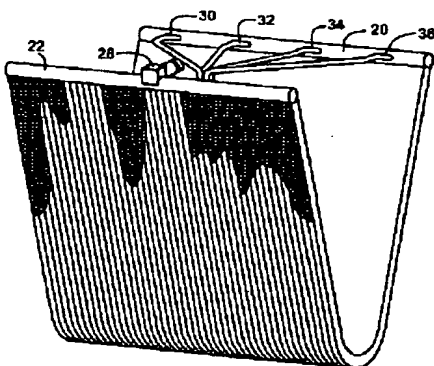
【図3】



【図4】



【図5】



フロントページの続き

(72)発明者 マーク・ジー・ボース
アメリカ合衆国ウィスコンシン州フランク
スビル、トゥイン・ウォーターズ・レイ
ン
2855

【外国語明細書】

1. Title of the invention

INLET FOR EVAPORATOR

2. Claims

1. An evaporator comprising a pair of spaced headers;
at least one tube extending between said headers and in fluid communication with each at one side thereof and defining a plurality of spaced refrigerant passages extending between said headers; and
at least one refrigerant inlet within one of said headers, said inlet having a first port adapted to be connected to a source of refrigerant to be evaporated and oppositely directed second and third ports connected to said first port, said second port being directed away from said one side and said third port being directed toward said one side.
2. The evaporator of Claim 1 wherein said third port is smaller than said second port.
3. The evaporator of Claim 1 wherein said plurality of passages are defined by a plurality of said tubes, the tubes in said plurality being spaced from one another.
4. The evaporator of Claim 3 wherein said plurality of tubes have respective tube ends entering said one side of each of said headers.
5. The evaporator of Claim 3 wherein each of said tubes additionally defines a plurality of spaced refrigerant passages.

6. The evaporator of Claim 1 wherein said one header is elongated and there are a plurality of said refrigerant inlets spaced along the length of said one header.

7. The evaporator of Claim 1 wherein at least said one header is generally tubular.

8. An evaporator comprising a pair of spaced headers;
at least one tube extending between said headers and in fluid communication with each at one side thereof and defining a plurality of spaced refrigerant passages extending between said headers; and

at least one refrigerant inlet within one of said headers, said inlet having a first port adapted to be connected to a source of refrigerant to be evaporated and a second port connected to said first port and located within said one header and being directed away from said one side of said one header.

9. The evaporator of Claim 8 wherein said inlet includes a third port within said header and connected to said first port, said third port being directed toward said one side of said one header.

10. The evaporator of Claim 9 wherein said plurality of passages is defined by a plurality of spaced tubes and said second and third ports are located between two adjacent tubes.

11. An evaporator comprising:
an elongated header;

a plurality of spaced, flattened tubes and having ends received in one side of said header in substantially equally spaced relation; and

an inlet to said header including a plurality of spaced injectors each adapted to be connected to a common source of refrigerant to be evaporated, each injector including a discharge orifice directed away from said one side of said header.

12. The evaporator of Claim 11 wherein said ends extend into the interior of said header and said injectors are located between the ends of pairs of adjacent tubes.

13. The evaporator of Claim 11 wherein said discharge orifices are primary discharge orifices, each said injector further including a secondary discharge orifice smaller than said primary discharge orifice and directed toward said one side between said ends of pairs of adjacent tubes.

3. Detailed explanation of the invention

Technical field of the invention

This invention relates to evaporators for refrigerants, and more particularly, to an improved inlet for such an evaporator to improve the efficiency of the evaporation operation.

Prior art

Commonly owned United States Letters Patents 5,341,870 issued August 30, 1994 and 5,533,259 issued July 9, 1996, both to Hughes et al, the complete disclosures of both of which are herein incorporated by reference, disclose unique evaporators for refrigerants that are ideally suited for use in residential air-conditioning applications. While the structures disclosed in the Hughes et al patents work well for their intended purpose, and indeed are a considerable improvement over conventional evaporators employed in air-conditioning systems, they are subject to the same difficulties in terms of efficiency if the refrigerant is not properly distributed within the evaporator.

When poor distribution occurs, one section of the evaporator core is often flooded with liquid refrigerant while another section is essentially starved of refrigerant. An example of poor distribution, based on the infrared thermal image of an actual evaporator, is shown in Fig. 1. This distributor is of the general configuration illustrated in the above identified Hughes et al patents and is of the type wherein one header 10 may be provided with an inlet fixture 12 and the opposite header 14 provided with an outlet fixture 16. That is to say, the evaporator illustrated is what is known in the trade as an end feed, end draw, "V" evaporator of the parallel flow variety.

The tubes interconnecting to headers 10 and 14 are schematically illustrated at 18 and of course, serpentine fins (not shown) extend between adjacent ones of the tubes 18.

In such an evaporator, tubes which are starved of refrigerant quickly run out of liquid or mixed refrigerant. Consequently, sizable percentages of the length of each starved tube contain only single phase, superheated gaseous refrigerant. Heat transfer is poor.

Furthermore, air side surface temperatures where there is superheated gas flow are typically above the dew point and consequently, there will be no condensation of moisture from air flowing through the evaporator in those areas of superheated flow. Thus, no dehumidification takes place in those areas.

Where dehumidification does take place, moisture will be present on the exterior of the tubes and will increase the resistance to airflow through the evaporator at those locations. That is to say, airflow resistance will be less in those areas of superheated flow and consequently, the superheated areas receive a disproportionate amount of the total airflow through the evaporator, further reducing efficiency.

Flooded tubes produce excellent heat transfer throughout but often fail to evaporate all of the liquid refrigerant. Consequently, the unevaporated refrigerant is not put to use and the work employed in condensing the vapor to a liquid is essentially wasted. Furthermore, the presence of unevaporated liquid in the suction line may cause thermal expansion valves used in the system to "hunt." Unstable operation will result.

As seen in Fig. 1, areas wherein superheated gas flow occurs are shaded. In contrast, the nonshaded areas indicate proper functioning areas or areas where the tubes are flooded.

The present invention is directed to achieving a more uniform distribution of refrigerant in evaporators generally and in "V" evaporators of the parallel flow variety by

eliminating or minimizing areas in the evaporator core that may be starved of refrigerant and result in excessive superheating of refrigerant.

It is the principal object of the invention to provide a new and improved evaporator for a refrigerant. More specifically, it is an object of the invention to provide a new and improved inlet structure for an evaporator for a refrigerant to achieve more uniform distribution of refrigerant within the evaporator.

Means of solving the problems

An exemplary embodiment of the invention achieves the foregoing object in an evaporator including a pair of spaced headers. At least one tube extends between the headers and is in fluid communication with each at one side thereof and defines a plurality of spaced refrigerant passages extending between the headers. At least one refrigerant inlet is located on one of the headers. The inlet has a first port connected to a source of refrigerant to be evaporated and a second port connected to the first port and located within the one header and directed away from the one side of the one header. As a result, refrigerant to be evaporated is sprayed on the interior of the header oppositely of the location of the refrigerant passages and the header itself serves as an impingement distributor.

Modes of working the invention

In a preferred embodiment, the inlet includes a third port which is also connected to the first port. The third port is directed oppositely of the second port and toward the side of the header containing the passages. The third port thus provides impingement distribution of refrigerant for tubes closely adjacent the inlet while the second port provides impingement distribution for passages more remote from the inlet.

In a preferred embodiment, the third port is smaller than the second port.

Preferably, the plurality of passages is defined by a plurality of the tubes and the tubes in the plurality are spaced from one another.

In a preferred embodiment, the plurality of tubes have respective tube ends entering the one side of each of the headers.

Preferably, each tube additionally defines a plurality of spaced refrigerant passages.

In a highly preferred embodiment, the one header is elongated and there are a plurality of the refrigerant inlets spaced along the length of the one header.

Also in a preferred embodiment, at least the one header is generally tubular.

A preferred embodiment contemplates an evaporator that includes an elongated header. A plurality of spaced, flattened tubes are provided and have ends received in one side of the header in equally spaced relation. An inlet to the header is provided and includes a plurality of spaced injectors, each adapted to be connected to a common source of refrigerant to be evaporated. Each injector includes a discharge orifice directed away from the one side of the header which receives the ends of the flattened tubes.

In a preferred embodiment, the ends of the tubes extend into the interior of the header and the injectors are located between the ends of pairs of adjacent tubes.

Preferably the discharge orifices are primary discharge orifices and each injector further includes a secondary discharge orifice that is smaller than the primary discharge orifice and which is directed toward the one side of the header between the ends of pairs of adjacent tubes.

Other objects and advantages will become apparent from the following specification taken in connection with the accompanying drawings.

DESCRIPTION OF THE PREFERRED EMBODIMENT

An exemplary embodiment of the invention is illustrated in Figs. 2-5, inclusive and will be described herein in the context of a so called "V" evaporator of the parallel flow type. However, it should be understood that the invention is not limited to such evaporators. It may be used with efficacy in any evaporator having a header that is in fluid communication with a plurality of spaced refrigerant passages.

The evaporator includes an inlet header 20 in the form of an elongated tube. Also included is an outlet header 22. A series of flattened, multi-port tubes 24 interconnect headers 20 and 22. Serpentine fins 26 are disposed between adjacent ones of the flattened tubes 24.

The outlet header 22 includes a single outlet fixture 28 which may be of conventional construction. The inlet header 20, at equally spaced locations along its length, in a preferred embodiment, receives four refrigerant injectors 30, 32, 34 and 36. The injectors 30, 32, 34 and 36 may be common tubes that all are connected to a conventional distributor 38 which in turn may be connected to a common source of liquid refrigerant, i.e., ultimately the condenser of a refrigeration system, whether used for pure refrigeration purposes, heat pumps or air-conditioning purposes or all three.

Referring to Fig. 3, each of the tubes 24 have an end 40 that extends a substantial distance into the interior of the inlet header 20. The tube ends 40 reveal that each tube itself includes a plurality of separate passages 42 which preferably are of a hydraulic diameter of 0.07" or less. Hydraulic diameter is as conventionally defined, namely, four times the cross sectional area of each passage 42 divided by the wetted perimeter of the passage.

The ends 40 are spaced and as can be seen in Fig. 3, a representative of one of the injectors, namely the injector 34, is located between the ends of a pair of adjacent tubes 24. As can also be appreciated, the injector 34 and the injectors 30, 32 and 36, are formed of a round tube of smaller diameter than the tube forming the inlet header 20. The injector 34 enters the header 20 at nominally right angles thereto as well as to the plane defined by the tubes 24 near the header 20.

As seen in Fig. 4, the tubes 24 enter a side 44 of the header 20 with the ends 40 extending almost halfway through the interior of the header 20. The injector 34 includes a sealed end 48 within the header 20. Oppositely thereof is a port 49 to be connected to receive refrigerant. The injector 34 also includes a first or primary discharge orifice 50 which discharges against the interior side 52 of the header 20 that is opposite from the side 44 whereat the tubes 24 enter the header 20. A secondary discharge orifice 54 is also located in the injector 34 within the header 20 on a common center line with the primary discharge orifice 50. The secondary discharge orifice 54 is of smaller size than the primary discharge orifice and directs liquid refrigerant toward the side 44. The point of injection may be at a location between adjacent ones of the tube ends 40 or at location aligned with a tube end.

The spray of liquid emerging from the primary discharge orifice spreads along the interior side 52 of the header 20 to distribute the refrigerant along a substantial distance

within the header so that the entirety of the tubes 24 between the locations of the injectors 30, 32, 34 and 36 receive refrigerant. In many cases, only the primary discharge orifices 50 are required. However, sometimes, particularly where the tubes ends 40 extend a substantial distance into the interior of the header 20, those tubes in immediate proximity to the injectors 30, 32, 34 or 36 may not receive sufficient refrigerant because it is literally blown past their ends 40 as a result of the impingement on the inner surface 52. Thus, the secondary discharge orifices 54 may be provided in each injector 30, 32, 34 and 36 to assure that the tubes 24 closely adjacent each injector location receive an adequate supply of liquid refrigerant.

Fig. 5 represents the infrared thermal image of an actual evaporator made according to the invention. The shaded areas thereon represent areas where superheated vapor flow is occurring. It will be seen that the use of the invention in the evaporator Fig. 5 substantially reduces such areas to considerably improve the efficiency of operation of the evaporator over that depicted in Fig. 1.

In an evaporator such as that illustrated which is designed as a 30,000 BTU/hour evaporator, there are four injector points. Each injector is made of a tube having a 0.25" outside diameter and a 0.035" wall thickness. The primary discharge orifices 50 have a diameter of 0.125" while the secondary discharge orifices 54 have a diameter of 0.052". In one embodiment, the evaporator has 45 of the flattened tubes 24 in its core, meaning 11.25 tubes 24 per injector.

From the foregoing, it will be readily appreciated that an evaporator made according to the invention achieves excellent distribution of incoming liquid refrigerant to improve the efficiency of operation. The structure employed is relatively simple in that the injectors may be made from tubing with the discharge orifices bored in them to the proper

size. Consequently, a real improvement in efficiency can be obtained at minimal cost or complexity.

4. Brief explanation of the drawings

Fig. 1 is a perspective view of an evaporator made according to the prior art;

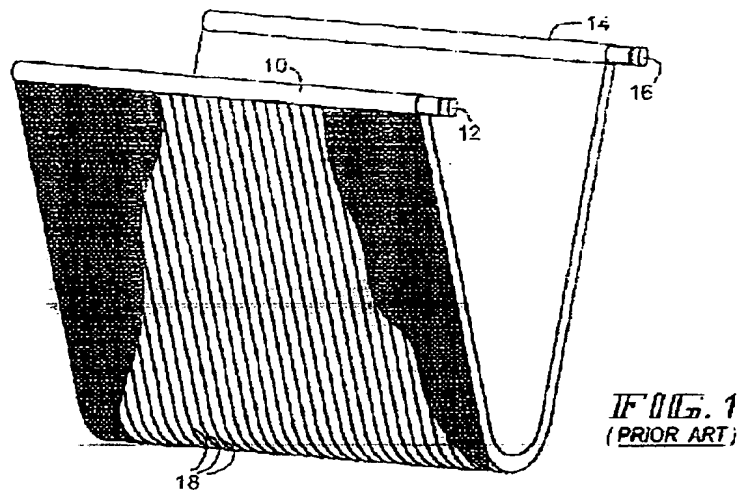
Fig. 2 is a perspective view of an evaporator made according to the invention;

Fig. 3 is an enlarged, fragmentary view of an inlet injector used in the evaporator;

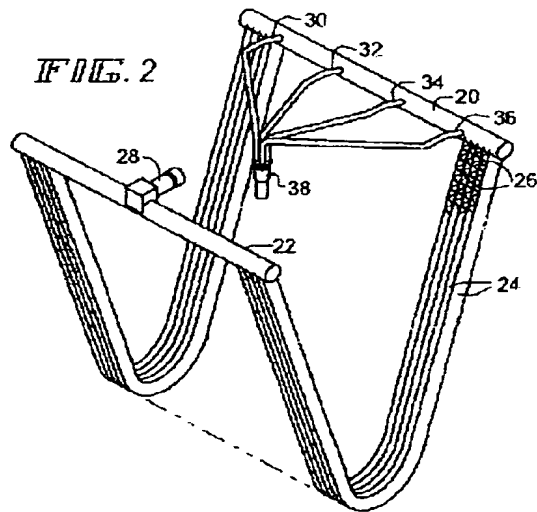
Fig. 4 is an enlarged, fragmentary sectional view of the inlet injector; and

Fig. 5 is a view similar to Fig. 1 but illustrating an evaporator made according to the invention.

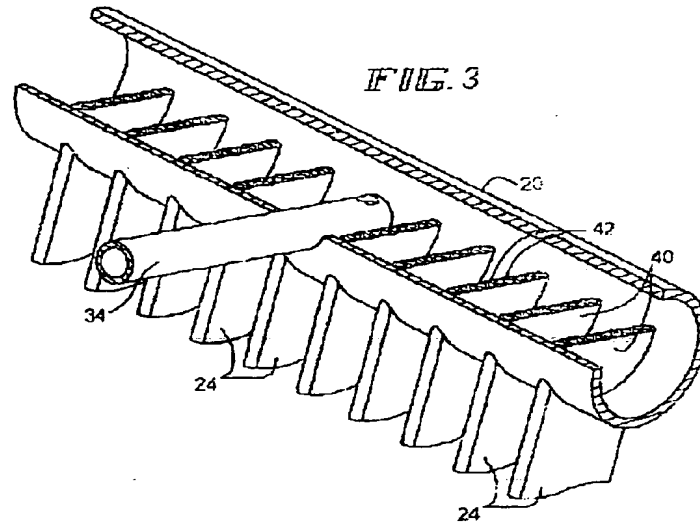
【図1】



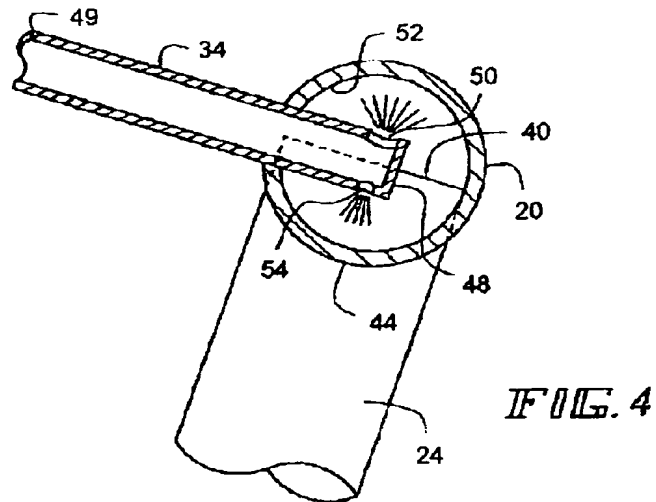
【図2】



【図3】



【図4】



[図 5]

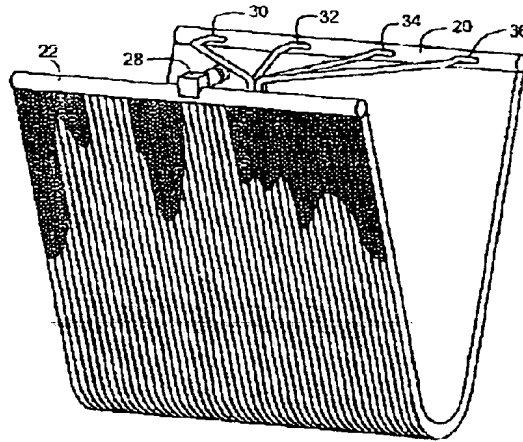


FIG. 5

1. Abstract

Distribution of liquid refrigerant in an evaporator having a pair of spaced headers (20), (22) and a plurality of tubes (24) extending between the headers (20), (22) to define a plurality of spaced refrigerant passages (42) is achieved through the use of at least one refrigerant inlet (30), (32), (34), (36) within one of the headers (20). The inlet has a first port (49) adapted to be connected to a source of refrigerant to be evaporated, and oppositely directed second and third ports (50), (52) connected to the first port (49). The second port (50) is directed away from one side (44) of the header (20) while the third port (54) is directed toward the side (44) of the header (20).

2. Representative Drawing

Fig 2